

DE4413406

Publication Title:

Brennkraftmaschine mit variabler Ventilsteuerung

Abstract:

Abstract of DE4413406

An internal combustion engine with a variable valve control has at least one camshaft (1) for controlling gas mixture control means (8) and a controller for varying the opening times of the gas mixture control means (8). The controller has a first driving element (51, 53) that rotates in synchronism with the crankshaft, a second driving element (52, 58) that rotates in synchronism with the camshaft, and an intermediate member (60) that transmits forces from the first driving element (51, 53) to the second driving element (52, 58). The intermediate member (60) can move to influence the transmission of movement from the first driving element (51, 53) to the second driving element (52, 58). The direction and extent of displacement of the intermediate member (60) may be freely selected within a plane, so that the variation in opening times of the gas mixture control elements (8) and the gap between the maximum opening of the gas mixture control elements (8) and the top dead centre of the piston may be modified independently from each other.

Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

Courtesy of <http://v3.espacenet.com>



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

①2 Offenlegungsschrift
①0 DE 44 13 406 A 1

⑤1 Int. Cl.⁶:
F01 L 1/04

②1 Aktenzeichen: P 44 13 406.1
②2 Anmeldetag: 18. 4. 94
④3 Offenlegungstag: 19. 10. 95

DE 44 13 406 A 1

⑦1 Anmelder:
Korostenski, Erwin, 74239 Hardthausen, DE

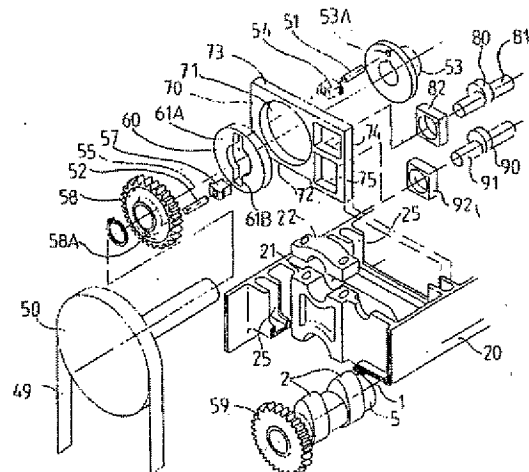
⑦4 Vertreter:
Staudt, H., Dipl.-Ing., Pat.-Anw., 85049 Ingoistadt

⑦2 Erfinder:
Antrag auf Nichtnennung

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

⑤4 Brennkraftmaschine mit variabler Ventilsteuerung

⑤7 Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine mit einer variablen Ventilsteuerung mit mindestens einer Nockenwelle (1) zum Steuern von Gaswechselsteuerungselementen (8) und mit einer Steuereinrichtung zum Verändern der Öffnungszeiten der Gaswechselsteuerungselemente (8), die ein erstes Antriebselement (51, 53) aufweist, das sich synchron mit der Kurbelwelle dreht, ein zweites Antriebselement (52, 58), das sich synchron mit der Nockenwelle dreht, sowie ein Zwischenglied (60), das der Kraftübertragung von dem ersten Antriebselement (51, 53) auf das zweite Antriebselement (52, 58) dient, wobei das Zwischenglied (60) bewegbar ist zur Beeinflussung der Bewegungsübertragung von dem ersten Antriebselement (51, 53) auf das zweite Antriebselement (52, 58). Die Bewegung des Zwischenglieds (60) kann innerhalb einer Ebene hinsichtlich Richtung und Betrag frei gewählt werden, wodurch eine Veränderung der Öffnungsdauer der Gaswechselsteuerungselemente (8) und der Abstand der maximalen Öffnung der Gaswechselsteuerungselemente (8) zum oberen Totpunkt des Kolbens unabhängig voneinander verändert werden können.



DE 44 13 406 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 08. 95 508 042/478

11/31

Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine mit variabler Ventilsteuerung und insbesondere eine Brennkraftmaschine mit variabler Ventilsteuerung gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Die Steuerung des Ladungswechsels erfolgt bei Brennkraftmaschinen üblicherweise durch eine oder durch mehrere Nockenwellen, die das Öffnen und Schließen eines oder mehrerer Ventile steuern. Die Auslegung des Nockenprofils einer derartigen Nockenwellen stellt hierbei einen Kompromiß zwischen zwei konträren Anforderungen dar. Ein fülliger Drehmomentverlauf mit einem hohen Drehmoment bei niedrigen Motordrehzahlen erfordert eine relativ kurze Öffnungsdauer der Ventile mit einem frühen Einlaßschluß. Eine hohe Endleistung, d. h. ein hohes Motordrehmoment bei hohen Drehzahlen erfordert eine lange Öffnungsdauer mit einem späten Einlaßschluß. Zudem sind im Hinblick auf Abgasvorschriften und Klopffestigkeit je nach Betriebszustand unterschiedlich große Überschneidungsflächen erwünscht.

Ein bei derzeitigen Serienfahrzeugen bereits eingesetzter Lösungsweg, diesen sich widersprechenden Anforderungen wenigstens teilweise gerecht zu werden, besteht darin, eine Nockenwellenverdrehvorrichtung vorzusehen. Hierdurch wird mindestens eine Nockenwelle, meistens die Einlaßnockenwelle, in Abhängigkeit von Last- und Drehzahl bezüglich ihrer Stellung zur Kurbelwelle verdreht. Entsprechend dieser Verdrehung ändern sich die Überschneidungsfläche und das Einlaßende. Diese Lösung weist jedoch den Nachteil auf, daß Überschneidungsfläche und Einlaßende miteinander gekoppelt sind, da die Öffnungsdauer der Ventile nicht verändert werden kann.

Eine weitergehend technische Lösung besteht darin, eine variable Öffnungsdauer der Ventile vorzusehen. Hierzu ist eine Steuerung vorgeschlagen worden, die im folgenden anhand der Fig. 6 erläutert werden soll. Eine innerhalb der Nockenwelle 109 koaxial mit dieser angeordnete Antriebswelle 101 ist über einen Paßstift mit einem kreisförmigen Pinhalteelement 103 verbunden, das einen ersten Pin 104 aufnimmt. Dieser erste Pin 104 ist gegenüber der Achse der Antriebswelle 101 versetzt, so daß er bei der Drehung der Antriebswelle 101 um die Achse der Antriebswelle 101 kreist. Der Antrieb der Antriebswelle 101 erfolgt über die Kurbelwelle.

Der erste Pin 104 ist über einen ersten Gleitstein 105 mit einem Zwischenglied 106 verbunden und verschiebbar in einer radial verlaufenden Ausnehmung dieses Zwischenglieds 106 aufgenommen. In einer zweiten radialen Ausnehmung des Zwischenglieds 106 ist ein zweiter Gleitstein 107 verschiebbar aufgenommen, in dem ein zweiter Pin 108 geführt ist. Der zweite Pin 108 ist formflüssig mit der Nockenwelle 109 verbunden und ebenfalls gegenüber der gemeinsamen Drehachse der Nockenwelle 109 und der Antriebswelle 101 versetzt, so daß er bei der Drehung der Nockenwelle 109 ebenfalls einen Kreis um diese Drehachse beschreibt.

Die Drehung der Antriebswelle 101 erzeugt somit über den ersten Pin 104 und den ersten Gleitstein 105 eine Drehung des Zwischenglieds 106, dessen Drehung über den zweiten Gleitstein 107 und dem zweiten Pin 108 auf die Nockenwelle 109 übertragen wird.

Das Zwischenglied 106 ist über eine Steuerhülse 110 gegenüber der gemeinsamen Drehachse der Antriebswelle 101 und der Nockenwelle 109 derart radial verschiebbar, daß eine Exzentrizität zwischen dem Zwi-

schenglied 106 und dieser gemeinsamen Drehachse der Antriebswelle 101 und der Nockenwelle 109 entsteht. Hierdurch ergeben sich während der Drehung der Antriebswelle 101 jeweils unterschiedliche Eingriffsradien zwischen dem Zwischenglied 106 und dem ersten Pin 104 einerseits und dem Zwischenglied 106 und dem zweiten Pin 108 andererseits. Dies führt zu einer Ungleichförmigkeit der Übertragung der Drehbewegung zwischen der Antriebswelle 101 und der Nockenwelle 109.

Obwohl eine vollständige Umdrehung der Antriebswelle 101 eine vollständige Umdrehung der Nockenwelle 109 zur Folge hat, sind die Winkelgeschwindigkeiten der Antriebswelle 101 und der Nockenwelle 109 im Verlauf dieser Umdrehung unterschiedlich. Im Verlauf einer Umdrehung, d. h. über 360 Winkelgrade, besteht eine Phase in der sich die Nockenwelle 109 schneller dreht als die Antriebswelle 101 sowie eine zweite Phase, in der sich die Nockenwelle 109 langsamer dreht als die Antriebswelle 101. Lediglich bei zwei diskreten Drehwinkeln sind die momentanen Drehgeschwindigkeiten der Antriebswelle 101 und der Nockenwelle 109 identisch.

Ist dagegen das Zwischenglied 106 derart verschoben, daß die Exzentrizität Null ist, so drehen sich die Antriebswelle 101 und die Nockenwelle 109 synchron zueinander.

Die zuvor beschriebene Kinematik wird bei der bekannten Steuerung dahingehend genutzt, daß durch entsprechende Veränderung der Exzentrizität des Zwischenglieds 106 bei einer angenommenen konstanten Drehgeschwindigkeit der Antriebswelle 101 die Öffnungsphase der Ventile dadurch gekürzt werden kann, daß die Nockenerhebung hinsichtlich ihrer Lage auf der Nockenwelle in einen Bereich gelegt wird, in dem die Nockenwelle 109 schneller dreht als die Antriebswelle 101. Wird die Exzentrizität nun auf null zurückgenommen, dreht sich die Nockenwelle gegenüber der Antriebswelle gleichförmig, wodurch die Öffnungsdauer gegenüber dem zuvor geschilderten Fall verlängert wird. Wird nun das Zwischenglied weiter verschoben, so daß eine Exzentrizität in Gegenrichtung entsteht, so durchläuft der Nocken auf der Nockenwelle den entsprechenden Drehbereich abermals langsamer und die Öffnungsdauer wird verlängert.

Durch die Richtung der Bewegung des Zwischenglieds bezüglich der Stellung der Antriebselemente und des Nockens der Nockenwelle wird die Phasenlage festgelegt. Die Phasenlage definiert den Schnittpunkt, in dem sich alle durch Exzentrizität veränderte Hubkurven auf der Normalkurve schneiden. Die Phasenlage kann durch den Einstellwinkel ϕ ausgedrückt werden.

Ist die Phasenlage so gewählt ($\phi = 0^\circ$), das sich alle durch Exzentrizität veränderten Hubkurven im Hubmaximum der Normalkurve schneiden, so bleibt die Spreizung, d. h. der Abstand des Hubmaximums zum oberen Totpunkt des Kolbens der Brennkraftmaschine für alle Exzentrizitäten konstant. Liegt dem gegenüber die Phasenlage unterhalb des Hubmaximums, so tritt eine Veränderung der Spreizung ein, sobald die Exzentrizität ungleich Null wird.

Unabhängig davon, wie die Richtung der Exzentrizitätsfeststellung festgelegt wird, ist jedoch eine bestimmte Änderung der Öffnungsdauer zwingend mit einer bestimmten Spreizung gekoppelt. Dies führt dazu, das hinsichtlich der Auslegungskriterien bezüglich Ventilöffnungsphase und Spreizung, insbesondere im Hinblick auf Einlaßende und Überschneidungsfläche, ein Kompromiß vorgenommen werden muß.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Ventilsteuerung so auszuführen, daß die Ventilöffnungsdauer und die Spreizung unabhängig voneinander eingestellt werden können.

Die Lösung dieser Aufgabe ist in den Patentansprüchen angegeben.

Erfindungsgemäß wird neben der an sich bekannten Verstellung der Exzentrizität in einer ersten Richtung eine Verstellung in eine zweite Richtung so vorgenommen, daß das Zwischenglied eine resultierende Exzentrizität aufweist. Dies führt dazu, daß die Phasenlage abhängig von der Drehzahl und/oder der Last der Brennkraftmaschine verändert werden kann. Es ergibt sich somit die Möglichkeit, Spreizung und Öffnungsdauer der Ventile abhängig von Drehzahl und/oder Last unabhängig voneinander einzustellen.

Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen angegeben.

Die Erfindung wird nun im folgenden anhand bevorzugter Ausführungsbeispiele unter Bezugnahme auf die Zeichnung beschrieben, wobei

Fig. 1 eine auseinandergezogene, schematische und teilweise im Schnitt gehaltene Darstellung einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist,

Fig. 2 eine teilweise im Schnitt gehaltene Seitenansicht der Ausführungsform nach Fig. 1 ist,

Fig. 3 ein Schnitt entlang der Linie A-A in Fig. 2 ist,

Fig. 4 eine Draufsicht der Ausführungsform gemäß Fig. 1 ist,

Fig. 5A bis 5D eine Darstellung des Zusammenhangs zwischen der Verschiebung des Zwischenglieds und der sich daraus ergebenden Ventilerhebungskurven ist, und

Fig. 6 eine Darstellung einer bekannten Steuereinrichtung ist.

Wie in den Fig. 1 bis 4 dargestellt, wird eine Antriebswelle 56 auf einer ersten Drehachse 55 über einen Zahnriemen 49 und eine Riemenscheibe 50 durch die Kurbelwelle (nicht gezeigt) in Drehung versetzt. Die Verbindung zur Kurbelwelle kann alternativ auch durch einen Zahnradsatz, durch Königswellen oder durch eine Kette erfolgen. Auf der Antriebswelle 56 ist ein Antriebsrad 53 mittels einer Paßfeder drehfest angeordnet. Das Antriebsrad 53 weist eine Bohrung 53A auf, die einen bestimmten Versatz gegenüber der ersten Drehachse 55 aufweist. In dieser Bohrung 53A ist ein erster Antriebsstift 51 aufgenommen.

Das Antriebsrad 53 und der erste Antriebsstift 51 stellen zusammen ein erstes Antriebsselement dar, das sich in einem festen Übersetzungsverhältnis synchron mit der Kurbelwelle dreht. Bei einem konventionellen 4-Takt-Motor führt die Antriebswelle pro zwei Kurbelwellenumdrehungen eine vollständige Umdrehung aus.

Ein kreisförmiges Zwischenglied 60 weist mittig eine Ausnehmung 61 auf, die im wesentlichen kreisförmig verläuft und einen Innendurchmesser hat, der größer ist als der Außendurchmesser der Antriebswelle 56. Die Ausnehmung 61 mündet in zwei sich diametral gegenüberliegende Führungen 61A und 61B, die zur Führung eines ersten Gleitsteins 54 und eines zweiten Gleitsteins 57 dienen. In dem ersten Gleitstein 54 ist der erste Antriebsstift 51 und in dem zweiten Gleitstein 57 der zweite Antriebsstift 52 geführt. Dieser zweite Antriebsstift 52 ist in einer Bohrung 58A eines als Übertragungselement dienenden Zahnrads 58 aufgenommen, die gegenüber der ersten Drehachse 55 versetzt ist. Das Zahnrad 58 ist drehbar auf der Antriebswelle 56 gelagert und durch einen Sprengring axial gesichert.

Durch die beschriebene Anordnung wird über die

Kurbelwelle (nicht dargestellt), den Zahnriemen 49, die Riemenscheibe 50, die Antriebswelle 56, das Antriebsrad 53, den ersten Antriebsstift 51, den ersten Gleitstein 54, das Zwischenglied 60, den zweiten Gleitstein 57, den zweiten Antriebsstift 52 und das Zahnrad 58 eine Drehbewegung auf ein Nockenwellenzahnrad 59 übertragen, das sich mit dem Zahnrad 58 im Eingriff befindet.

Das Zahnrad 58 und der zweite Antriebsstift 52 bilden ein zweites Antriebsselement, daß sich synchron mit der Nockenwelle bewegt.

Das Zwischenglied 60 ist in einem Betätigungselement 70 drehbar gelagert. Das Betätigungselement 70 weist eine dem Außendurchmesser des Zwischenglieds 60 entsprechende kreisförmige Bohrung 71 auf. Des weiteren sind in dem Betätigungselement 70 eine erste Ausnehmung 74 und eine zweite Ausnehmung 75 vorgesehen, in denen ein erster Exzentergleitstein 82 bzw. ein zweiter Exzentergleitstein 92 verschiebbar aufgenommen sind. Diese Exzentergleitsteine 82 und 92 können über auf Exzenterwellen 81 bzw. 91 angeordnete Exzenter 80 bzw. 90 verschoben werden.

Das Betätigungselement 70 ist in einer Führung 25 eines Steuergehäuses 20 so geführt, daß es in einer Ebene senkrecht zum Zylinderkopfdeck hin- und herbewegbar ist. Durch die Stellung der beiden Exzenter 80 und 90 ist die Lage des Betätigungselements 70 in dieser Ebene eindeutig definiert. Die Führung in axialer Richtung der ersten Drehachse 55 wird von den Seitenwänden der Führung 25 gewährleistet.

Werden nun der erste Exzenter 80 über die erste Exzenterwelle 81 und/oder der zweite Exzenter 90 über die zweite Exzenterwelle 91 gedreht, so bewegen sich der erste Exzentergleitstein 82 und/oder der zweite Exzentergleitstein 92 in den Ausnehmungen 74 bzw. 75 des Betätigungselements 70 und verschieben dieses innerhalb der Führung 25 des Steuergehäuses 20. Hierdurch wird das in dem Betätigungselement 70 gelagerte Zwischenglied 60 gegenüber der ersten Drehachse 55 verschoben, wodurch sich die Eingriffsradien des ersten Antriebsstifts 51 und des zweiten Antriebsstifts 53 während der Drehung des Zwischenglieds 60 verändern.

Anstelle der in Fig. 1 dargestellten Ausführungsform mit zwei Exzentergleitsteinen 82, 92 ist auch eine Ausführungsform möglich, bei der einer der beiden Exzenter direkt in dem Betätigungselement 70 ohne Zwischenschaltung eines Gleitsteins gelagert ist. Dies führt zwar zu einem eingeschränkten Verstellbereich, reduziert aber den Bauaufwand und das Übertragungsspiel zwischen diesem Exzenter und dem Betätigungselement 70.

Die Antriebswelle 56 ist über einen Lagerbock 21 und einen Lagerdeckel 22 gelagert. In der dargestellten bevorzugten Ausführungsform ist der Lagerbock 21 materialeinheitlich mit dem Steuergehäuse 20 ausgeführt. Wahlweise kann die Lagerung der Antriebswelle 56 jedoch auch separat erfolgen. Die Lagerung der Exzenterwellen 81 und 91 kann ebenfalls in das Steuergehäuse 20 integriert sein.

Der Lagerbock 21 ist derart ausgeführt, daß er mit seiner Unterseite als Lagerdeckel für die Nockenwellenlagerung dient. Es können somit zur Befestigung des Lagerdeckels 22 Gewindestifte verwendet werden, die durch den Lagerbock 21 hindurch bis in den Lagerbock für die Nockenwelle (nicht gezeigt) reichen. Die beschriebenen Bauteile können als komplett vormontierte Einheit in bzw. an dem Steuergehäuse 20 vorgesehen werden, das auf einen bestehenden Zylinderkopf (nicht gezeigt) aufgesetzt werden kann.

Die Auswirkungen der Verschiebung des Zwischengliedes 60 auf die Ventilöffnung werden im folgenden anhand der Fig. 5A bis 5D erläutert.

Fig. 5A zeigt das Betätigungselement 70 in einer gegenüber den Fig. 1 bis 4 abweichenden Ausführungsform bezüglich seiner äußeren Kontur sowie das Zwischenglied 60 und Teile des Ventiltriebs.

In den Fig. 5B bis 5D sind die bei der Exzentrizität Null sich ergebende Basiskurve für den Ventilhub jeweils in durchgezogener Linie sowie für bestimmte Verschiebungen des Betätigungselements 70 und somit des Zwischengliedes 60 sich ergebende Hubkurven in gestrichelten Linien dargestellt.

Wie durch die Pfeile in Fig. 5A angedeutet, kann die erste Exzenterwelle 81 um einen Winkel δ und die zweite Exzenterwelle um einen Winkel τ verdreht werden. Hierdurch ergibt sich eine radiale Verschiebung des Betätigungselements 70 und somit des Zwischengliedes 60 in einer Verschieberichtung, die einen Winkel β mit der Zylinderkopfebene einschließt.

Die in Fig. 5A dargestellte Ausgangsposition ergibt die Exzentrizität Null und führt zu den jeweiligen Basiscurven in den Fig. 5b bis 5D.

Wird nun ausgehend von der in Fig. 5A gezeigten Ausgangsstellung die zweite Exzenterwelle 91 um den Winkel $\tau = 90^\circ$ im Uhrzeigersinn gedreht, wobei die erste Exzenterwelle 81 ihre Ausgangsstellung beibehält, so wird das Betätigungselement 70 unter dem Winkel $\beta = 0^\circ$ nach rechts verschoben. Dies hat eine Verkürzung der effektiven Öffnungsdauer des Ventils 8 sowie eine Phasenlage ϕ gemäß Fig. 5B zur Folge, bei der die Spreizung unverändert bleibt.

Wird demgegenüber die zweite Exzenterwelle 91 festgehalten und die erste Exzenterwelle 81 um den Winkel $\delta = 90^\circ$ im Uhrzeigersinn gedreht, so wird das Betätigungselement 70 unter dem Winkel $\beta = 90^\circ$ nach rechts verschoben. Dies hat ebenfalls eine Verkürzung der effektiven Öffnungsdauer des Ventils 8 sowie eine Phasenlage ϕ gemäß Fig. 5C zur Folge, bei der zusätzlich die Spreizung verändert wird.

Werden nun beide Exzenterwellen 81, 91 gleichzeitig gedreht, beispielsweise die erste Exzenterwelle 81 um einen Winkel $\delta = 60^\circ$ und die zweite Exzenterwelle 91 um einen Winkel $\tau = 30^\circ$, jeweils in Uhrzeigerrichtung, so wird das Betätigungselement in einer resultierenden Richtung unter dem Winkel $\beta = 60^\circ$ zur Zylinderkopfebene verschoben. In den Winkel β gehen neben den Winkeln τ und γ auch die Exzentrizitäten der Exzenter 80 und 90 ein. Die zuletzt beschriebene Verschiebung des Betätigungselements 70 hat ebenfalls eine Verkürzung der effektiven Öffnungsdauer des Ventils 8 sowie eine Phasenlage ϕ gemäß Fig. 5D zur Folge, bei der ebenfalls zusätzlich die Spreizung verändert wird, jedoch in einem geringeren Maße als in dem in Fig. 5C dargestellten Fall.

Durch eine bestimmte Drehung einer oder beider Exzenterwellen können somit die Öffnungsdauer der Ventile und die Spreizung, d. h. der Abstand der maximalen Öffnung zum oberen Totpunkt des Kolbens unabhängig voneinander verändert werden.

Bezugszeichenliste

- 1 Nockenwelle
- 2 Nocken
- 5 Nockenwellenachse
- 8 Gaswechselsteuerungselement, Ventil
- 9 Tassenstößel

- 20 Steuergehäuse
- 21 Lagerbock
- 22 Lagerdeckel
- 23 Führung
- 49 Zahnriemen
- 50 Riemenscheibe
- 51 erster Antriebsstift
- 52 zweiter Antriebsstift
- 53 Antriebsrad
- 53A Bohrung
- 54 erster Gleitstein
- 55 erste Drehachse
- 56 Antriebswelle
- 57 zweiter Gleitstein
- 58 Übertragungselement
- 58A Bohrung
- 59 Nockenwellenzahnrad
- 60 Zwischenglied
- 61 Ausnehmung
- 61A Führung
- 61B Führung
- 70 Betätigungselement
- 71 Bohrung
- 74 erste Ausnehmung
- 75 zweite Ausnehmung
- 80 erster Exzenter
- 81 erste Exzenterwelle
- 82 erster Exzentergleitstein
- 90 zweiter Exzenter
- 91 zweite Exzenterwelle
- 92 zweiter Exzentergleitstein.

Patentansprüche

1. Brennkraftmaschine mit mindestens einer Nockenwelle (1) zum Steuern von mindestens einem Gaswechselsteuerungselement (8) und mit einer Steuereinrichtung zum Verändern der Öffnungszeiten des Gaswechselsteuerungselements (8), umfassend ein erstes Antriebselement (51, 53), das eine mit der Drehung der Brennkraftmaschine synchronisierte Drehbewegung ausführt, die gegenüber der Drehzahl der Brennkraftmaschine ein festes Übersetzungsverhältnis aufweist, ein zweites Antriebselement (52, 58), das eine mit der Drehung der Nockenwelle (1) synchronisierte Drehbewegung ausführt, die gegenüber der Drehzahl der Nockenwelle (1) ein festes Übersetzungsverhältnis aufweist, und ein Zwischenglied (60), das das erste Antriebselement (51, 53) und das zweite Antriebselement (52, 58) derart miteinander koppelt, daß das zweite Antriebselement (52, 58) eine vollständige Drehung ausführt, wenn sich das erste Antriebselement (51, 53) einmal vollständig dreht, wobei das Zwischenglied (60) in einer ersten Richtung derart hin- und herbewegbar ist, daß in einer ersten Stellung beide Antriebselemente (51, 53; 52, 58) synchron miteinander verbunden sind und in einer davon abweichenden Stellung die Momentangeschwindigkeit des zweiten Antriebselements (52, 58) während einer bestimmten Phase einer Umdrehung größer ist als die Momentangeschwindigkeit des ersten Antriebselements (51, 53), dadurch gekennzeichnet, daß das Zwischenglied (60) zusätzlich in einer zweiten Richtung hin- und

herbewegbar ist, so daß sich eine resultierende Gesamtbewegung in einer Ebene ergibt.

2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,

daß das erste Antriebsselement (51, 53) einen ersten Antriebsstift (51) aufweist, der so gelagert ist, daß er bei Drehung der Brennkraftmaschine eine Kreisbewegung um eine erste Drehachse (55) mit einer Drehzahl ausführt, die gegenüber der Motordrehzahl ein festes Übersetzungsverhältnis aufweist, und

daß das zweite Antriebsselement (52, 58) einen zweiten Antriebsstift (52) aufweist, der so gelagert ist, daß er bei Drehung der Brennkraftmaschine eine Kreisbewegung um die erste Drehachse (55) mit einer Drehzahl ausführt, die gegenüber der Drehzahl der Nockenwelle (1) ein festes Übersetzungsverhältnis aufweist,

wobei das Zwischenglied (60) der Kraftübertragung von dem ersten Antriebsstift (51) auf den zweiten Antriebsstift (52) dient, so daß nach einer ganzen Umdrehung des Zwischengliedes (60) der erste Antriebsstift (51) und der zweite Antriebsstift (52) jeweils eine vollständige Kreisbahn beschrieben haben, und

wobei das Zwischenglied (60) in der Ebene senkrecht zu der ersten Drehachse (55) verschiebbar ist.

3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet,

daß die erste Drehachse (55) gegenüber der Nockenwellenachse (5) versetzt ist und

daß der zweite Antriebsstift (52) ein koaxial zu der ersten Drehachse (55) gelagertes Übertragungselement (58) zur Übertragung einer Drehbewegung auf die Nockenwelle (1) antreibt.

4. Brennkraftmaschine nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Übertragung der Drehbewegung von dem Übertragungselement (58) auf die Nockenwelle (1) über eine Verzahnung (58, 59) erfolgt.

5. Brennkraftmaschine nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Gaswechselsteuerungselement (8) ein Tellerhubventil ist.

6. Brennkraftmaschine nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventile (8) von dem Nocken (2) der Nockenwelle (1) über einen Tassenstößel (9) betätigt wird.

7. Brennkraftmaschine nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Zwischenglied (60) in einem Betätigungselement (70) geführt ist, das über zwei auf Exzenterwellen (81, 91) angeordnete Exzenter (80, 90) verschiebbar ist.

8. Brennkraftmaschine nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Verschiebung des Zwischengliedes (60) mittels Schrittmotoren erfolgt.

9. Brennkraftmaschine nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Antriebsstift (51) mit einem Antriebsrad (53) verbunden ist, das drehfest auf einer mit der ersten Drehachse (55) koaxialen Antriebswelle (56) angeordnet ist, und daß der zweite Antriebsstift (52) mit dem Übertragungselement (58) verbunden ist, wobei das Übertragungselement (58) drehbar auf der Antriebswelle (56) gelagert ist.

10. Brennkraftmaschine nach einem der vorstehen-

den Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das Betätigungselement (70) in einem Steuergehäuse (20) geführt ist.

11. Brennkraftmaschine nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung (21, 22) der Antriebswelle (56) in das Steuergehäuse (20) integriert ist.

12. Brennkraftmaschine nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuergehäuse (20) einen Lagerbock (21) aufweist, der gleichzeitig als Lagerdeckel für die Nockenwelle (1) dient.

13. Brennkraftmaschine nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Lagerung der Exzenterwellen (81, 91) in das Steuergehäuse (20) integriert ist.

14. Brennkraftmaschine nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der erste Exzenter (81) über einen Exzentergleitstein (82) und der zweite Exzenter (92) direkt in dem Betätigungselement (70) geführt ist.

Hierzu 6 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

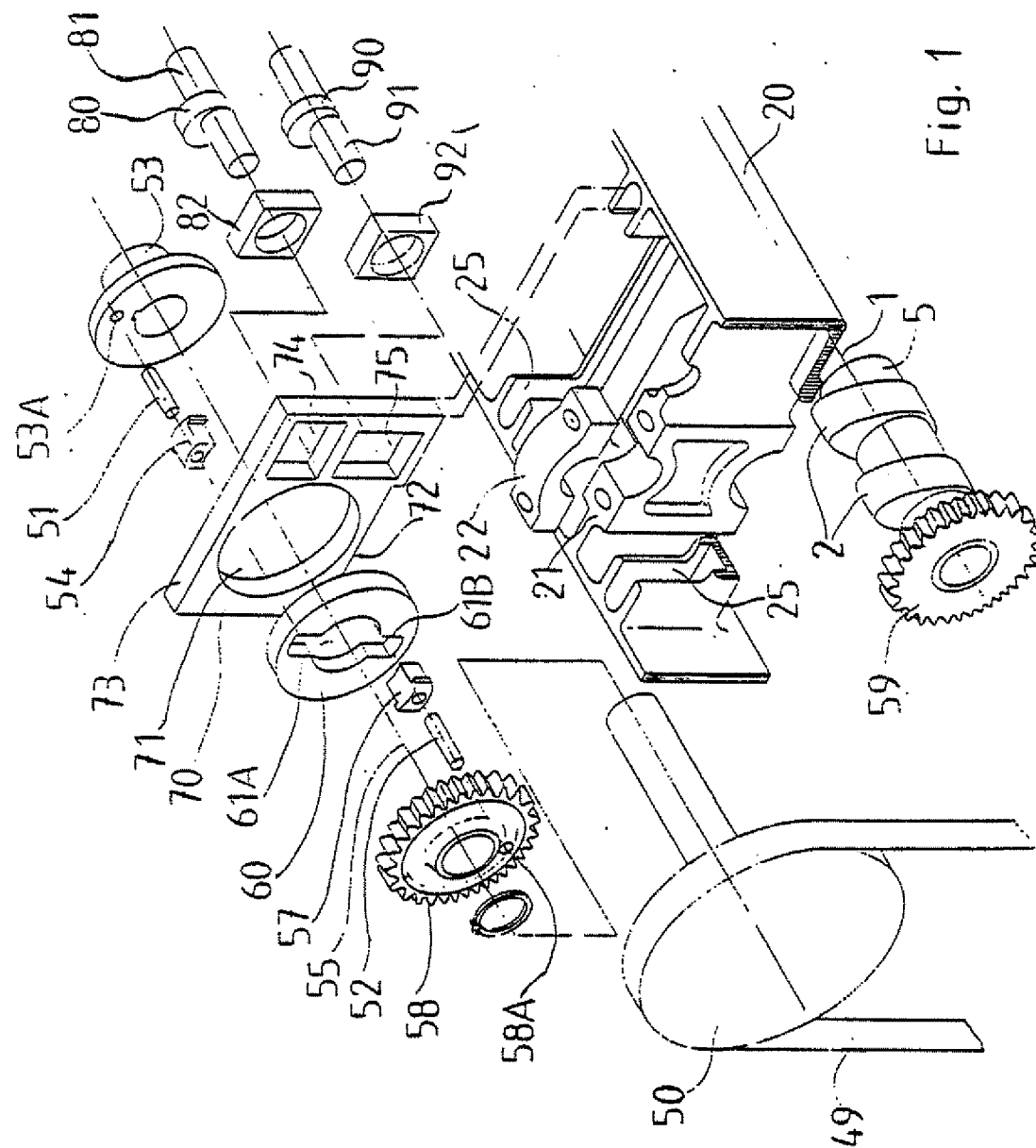


Fig. 1

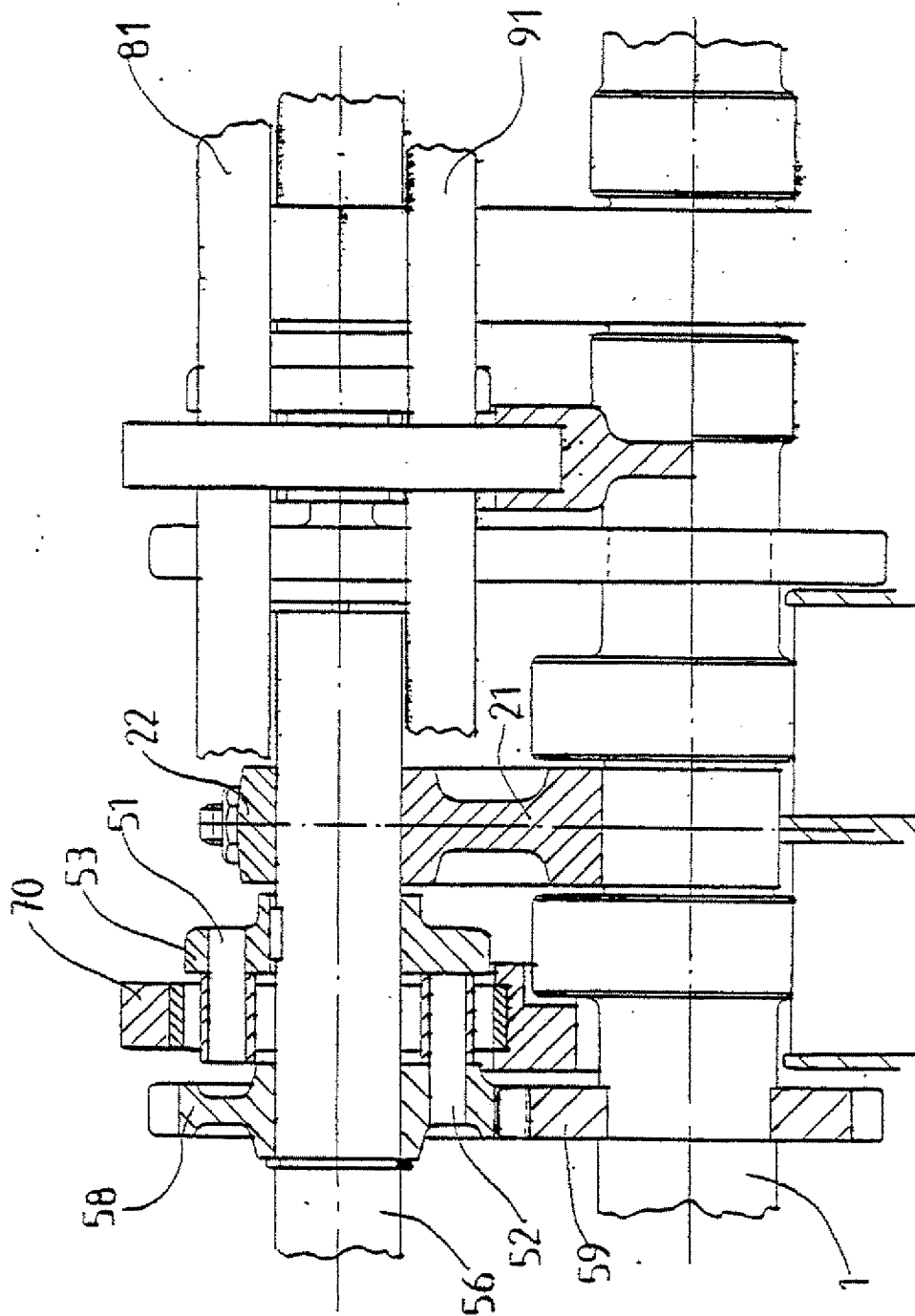


Fig. 2

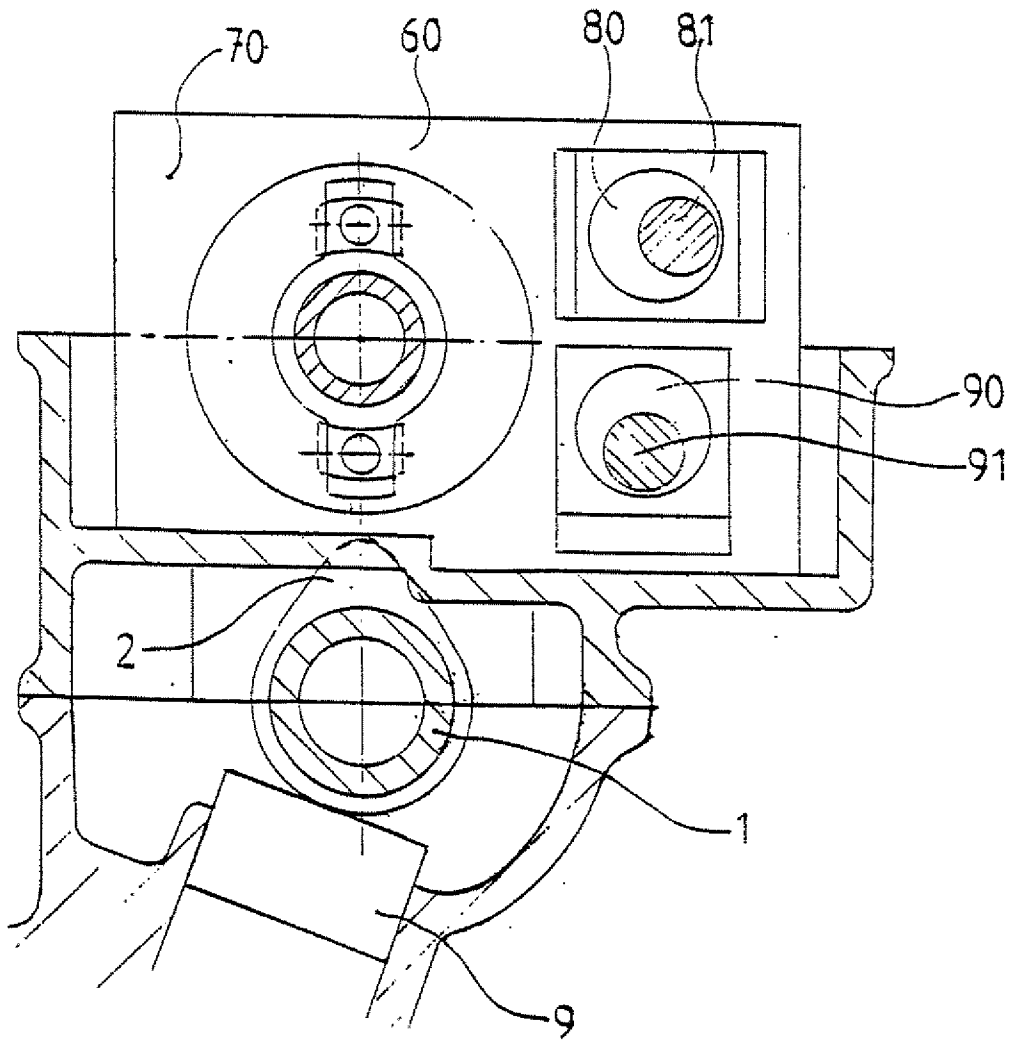


Fig. 3

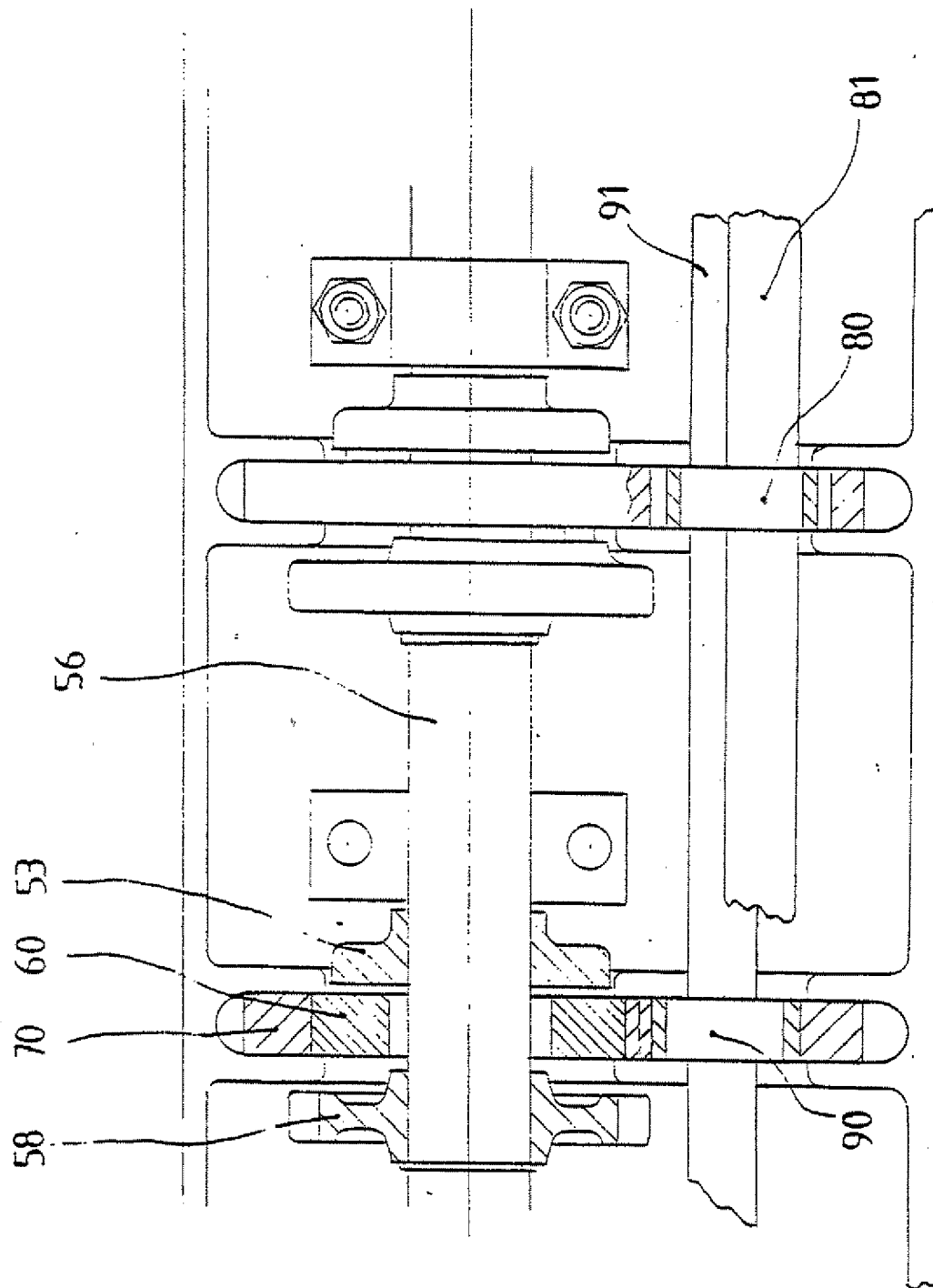
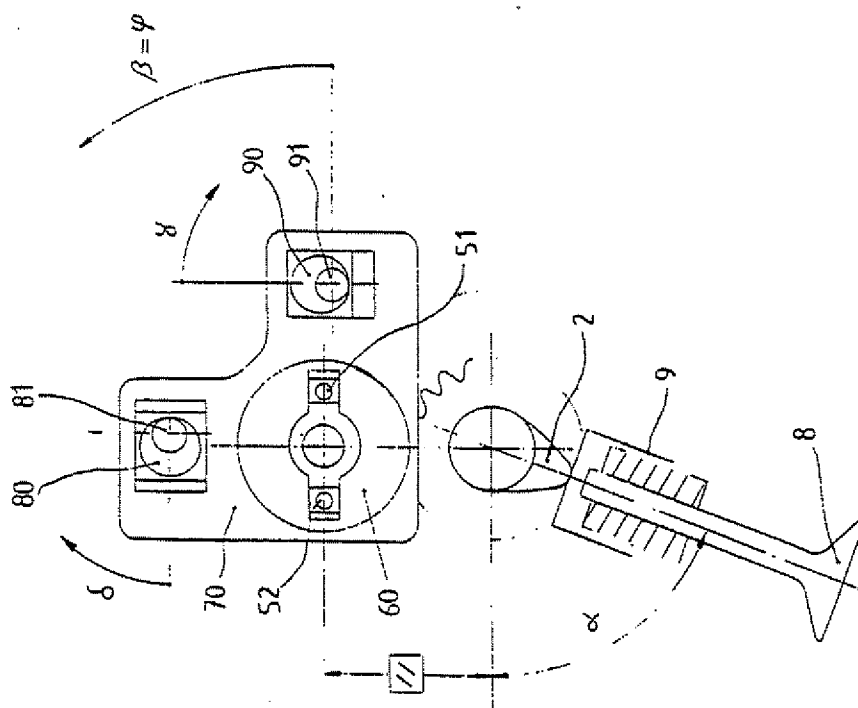
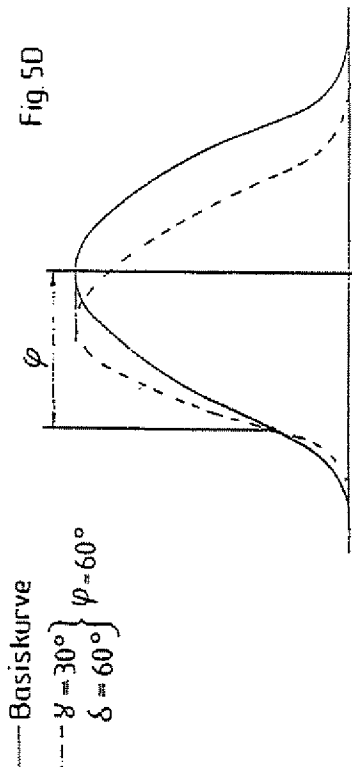
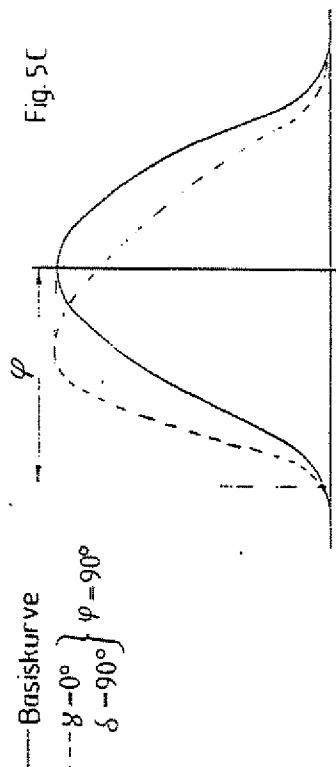
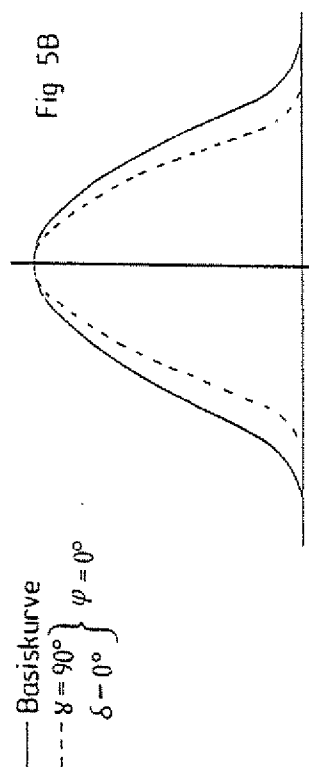
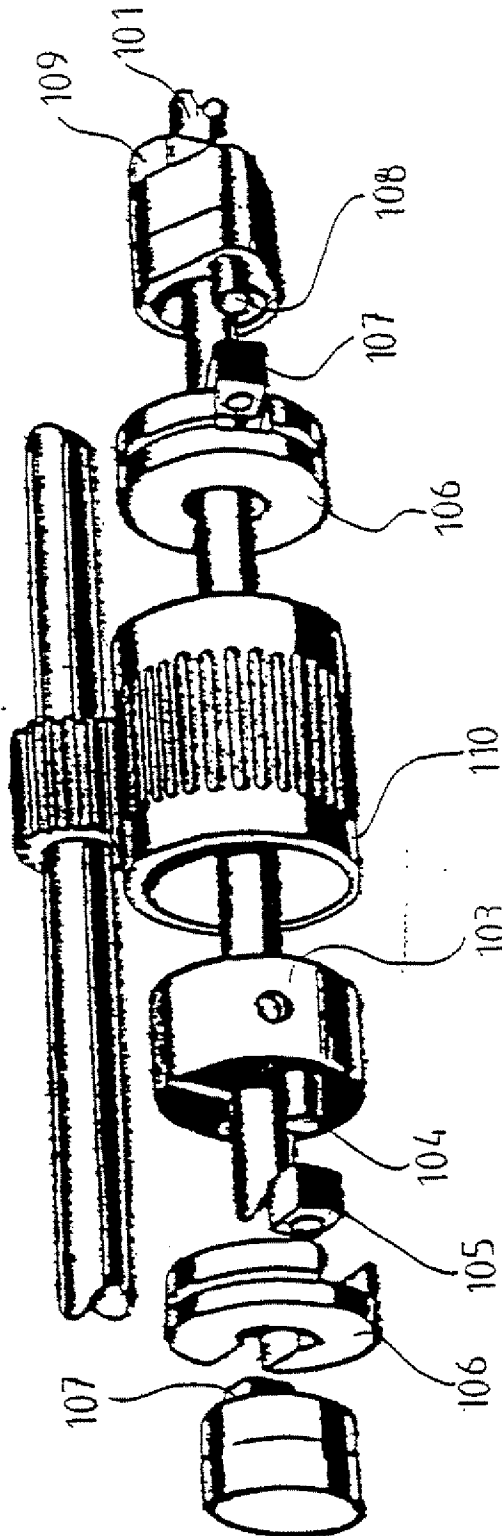


Fig. 4





Stand der Technik

Fig. 6